

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Mobilní polohovací zařízení poháněné elektromotorem

Mobile Positioning Device Powered by an Electromotor

Student

Filip Dušek

Vedoucí bakalářské práce

Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Ostrava 2016

## Zadání bakalářské práce

Student: **Filip Dušek**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Mobilní polohovací zařízení poháněné elektromotorem**  
**Mobile Positioning Device Powered by an Electromotor**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Proveďte popis a pevnostní kontrolu stávajícího rámu mobilního polohovacího zařízení poháněného elektromotorem. V případě nevyhovující konstrukce tohoto rámu, navrhnete nové konstrukční řešení. Doporučenou maximální provozní hmotnost břemene volte 500kg. Výkresová dokumentace bude obsahovat sestavu mobilního polohovacího zařízení a podsestavu svařovaného rámu.

### Seznam doporučené odborné literatury:

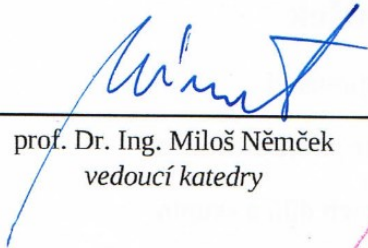
1. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: Části strojů 1. Praha: SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
2. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: Části strojů 2. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00046-8.
3. DEJL, Zdeněk. Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce. 1. vydání. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
4. DRASTÍK, František a kol. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex a.s., 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
5. KRÍŽ, R., VÁVRA, P. Strojírenská příručka. 1. vyd. Praha: 1993-1998. 8 svazků.
6. NĚMČEK, M. : Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje. Druhé vydání Skripto VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
7. KALÁB, K.: Části a mechanismy strojů-teorie+projekty, www-stránky kat. 347, 2015.
8. Fotodokumentace (elektronická).
9. Firemní katalogy, prospekty, normy a www-stránky s danou problematikou.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.**


Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



---

prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě tuto diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 11/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě .....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Filip Dušek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Želechovice 38, 783 91 Uničov

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval Ing. Šárce Hurníkové, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích. Dále bych rád poděkoval firmě Industrial Machine Service s.r.o. za možnost pracovat na tomto tématu.

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

DUŠEK, F. *Mobilní polohovací zařízení poháněné elektromotorem: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 36 s. Vedoucí práce Hurníková, Š.

Bakalářská práce se zabývá kontrolou již vyrobeného zařízení. V úvodní části je proveden popis nejdůležitějších součástí a srovnání s alternativy polohovadel v praxi. Smyslem práce je provést kontrolu kritických míst. V případě nevyhovující kontroly provést nový návrh konstrukce, který bude již vyhovovat. Kontrola bude provedena analyticky na těchto součástech: pera, ložiska, čepy, šrouby a dostatečný přenos krouticího momentu z převodovky na rampu. Rám polohovadla bude kontrolován pomocí MKP softwaru. Rám bude kontrolován na celkovou deformaci a napětí ve dvou polohách. Sestava polohovadla a svařovací výkres rámu je součástí přílohy bakalářské práce.

## **ANNOTATION OF BACHELOR WORK**

DUŠEK, F. *Mobile Positioning Device Powered by an Electromotor: Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of parts contrivance and machine, 2016, 36 p. Thesis head: Hurníková, Š.

The bachelor thesis deals with the inspection of already manufactured device. The introduction of thesis is the most inspect the critical points and in case of failed inspection to perform a new design of construction that will pass inspection. Purpose of thesis is to inspect critical points. In case of not passed inspection create new design that will pass inspection. An inspection will be performed analytically on following parts: shaft keys, bearings, bolts, screws and there will be also inspected value of transmitted torque from transmission to ramp. Frame of positioner will be checked by MKP software. Frame will be examined in all critical parts to deformation and stress in two positions. Positioner assembly drawing and welding drawing frame is attached to documentation.

# OBSAH

Seznam použitých značek a symbolů	3
1. Úvod	6
1.1. Cíle práce	6
2. Podobná zařízení	7
2.1.1. Svařovací polohovadla	7
2.1.2. Montážní / Demontážní polohovadla – přípravky	8
2.1.3. Rýsovací / měřicí polohovadlo	9
3. Vlastní návrh polohovacího zařízení	10
3.1. Základní přehled o konstrukci rámu rampy	11
3.1.1. Uzel A	12
3.1.2. Uzel B	13
3.1.3. Elektromotor	14
3.1.4. Převodovka	15
3.1.5. Kolečka	16
4. Zhodnocení maximálního točivého momentu na polohu součásti	17
5. Pevnostní kontrola	19
5.1. Výpočet reakcí	19
5.1.1. Varianta 1 – řešení na PC	19
5.1.2. Varianta 2 – nahrazení čtyř podpor dvěma podporami	21
5.1.3. Varianta 3 – rozdělení zatížení na půl	22
5.2. Výpočet per	23
5.2.1. Výpočet pera A	24
5.2.2. Výpočet pera B	24
5.3. Výpočet šroubů	25
5.3.1. Výpočet redukovaného napětí v jádře šroubu a kontrola bezpečnosti	25
5.3.2. Kontrola tlaku v závitech	27
5.4. Výpočet ložisek	27



5.4.1.	Uzel A	27
5.4.2.	Uzel B	28
5.5.	Výpočet čepů	29
5.5.1.	Čep A	29
5.5.2.	Čep B	30
6.	Napětíová analýza v MKP	31
6.1.	Deformační analýza v MKP	31
6.2.	Napětíová analýza v MKP	32
6.3.	Vyhodnocení výsledků MKP	33
7.	Závěr	34
8.	Citovaná literatura	35
	Seznam příloh	36

## Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Význam	Jednotka
b	šířka pera / drážky	[mm]
d	průměr	[mm]
d <sub>2</sub>	střední průměr	[mm]
d <sub>3</sub>	malý průměr	[mm]
f	součinitel tření mezi přírubami	[-]
f <sub>z</sub>	součinitel tření v závitu	[-]
g	tíhové zrychlení	[m · s <sup>-2</sup> ]
h <sub>m</sub>	funkční část matice	[mm]
k <sub>e</sub>	bezpečnost	[-]
k <sub>oA</sub>	bezpečnost čepu A	[-]
k <sub>oB</sub>	bezpečnost čepu B	[-]
l	délka pera	[mm]
l'	funkční část pera v náboji	[mm]
m	hmotnost polohované součásti	[kg]
n	počet / bezpečnost spoje	[-]
p	tlak v závitech	[MPa]
p <sub>2</sub>	tlak působící na pero A	[MPa]
p <sub>dov</sub>	dovolený tlak	[MPa]
r <sub>s</sub>	poloměr zaoblení ložiska	[mm]
s <sub>0</sub>	statická bezpečnost ložisek	[-]
t <sub>l</sub>	hloubka drážky v náboji	[mm]
x	vzdálenost	[mm]

$x_1$	vzdálenost mezi podporou A-B	[mm]
$x_2$	vzdálenost mezi podporou B-C	[mm]
$x_3$	vzdálenost mezi podporou C-D	[mm]
$x_q$	vzdálenost od podpory k zatížení	[mm]
$B$	šířka ložiska	[mm]
$C$	dynamická únosnost	[kN]
$C_0$	statická únosnost	[kN]
$D$	vnější průměr ložiska	[mm]
$D_1$	malý průměr	[mm]
$F_0$	osová síla ve šroubu	[N]
$F_2$	síla působící na bok drážky v náboji	[N]
$F_t$	tečná síla	[N]
$M_k$	Pracovní krouticí moment	[N·m]
$M_{k1}$	krouticí moment působící na pero B	[N·m]
$M_{k\text{ š}}$	krouticí moment působící na šrouby	[N·m]
$M_{k\text{ výs}}$	krouticí moment z převodovky	[N·m]
$M_{oA\text{ max}}$	maximální ohybový moment na čepu A	[N·m]
$M_{oB\text{ max}}$	maximální ohybový moment na čepu B	[N·m]
$M_{tz}$	moment tření na závitu	[N·m]
$P_0$	statické ekvivalentní zatížení	[N]
$P_h$	stoupání	[mm]
$Q$	tíha polohované součásti	[N]
$Q_t$	tečná složka tíhy	[N]
$R$	poloměr	[mm]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]

$R_{p0,2}$	smluvní mez kluzu	[MPa]
$S_2$	funkční plocha drážky náboji	[mm <sup>2</sup> ]
$W_{k\min}$	průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oA}$	průřezový modul v ohybu na čepu A	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oB}$	průřezový modul v ohybu na čepu B	[mm <sup>3</sup> ]
$\alpha$	úhel pootočení součásti	[°]
$\alpha_z$	úhel profilu	[°]
$\eta_L$	účinnost ložisek	[-]
$\sigma_{oA}$	ohybové napětí na čepu A	[MPa]
$\sigma_{oB}$	ohybové napětí na čepu B	[MPa]
$\sigma_r$	redukované napětí v jádře šroubu	[MPa]
$\sigma_t$	napětí v tahu	[MPa]
$\tau$	Smykové napětí	[MPa]
$\psi$	Úhel stoupání	[°]
$\varphi'$	třecí úhel	[°]

## 1. Úvod

Polohovací zařízení lze rozdělit na jednoúčelová a víceúčelová zařízení. Jednoúčelová polohovadla mají využití především ve velkosériové výrobě, například v automobilovém průmyslu, konkrétně na svařovacích linkách. Slouží především pro usnadnění, popřípadě zkrácení výrobních časů. Princip spočívá k přemístění dané součásti do jiné polohy v co možná nejkratším čase a využití všech dostupných technologií výroby v jednom kroku. Tato polohovadla většinou mají magnetické kotvení součástí, popřípadě nějaký jiný typ rychloupínání součástí do vymezeného prostoru. Dále vyžadují odbornou montáž a kotvení do země.

Víceúčelová polohovadla se vyznačují svoji variabilitou, jak pro samotné součásti a celky, tak i pro mobilitu. Využití nalézají v menších a středních výrobních podnicích. Operátor musí být přeškolen a znát technické parametry těchto zařízení (hmotnost, velikost součástí). Kotvení součástí je pomalejší, z hlediska nestejnorodosti součástí, ale lze na ně navrhnout rychloupínací přípravky.

Tato bakalářská práce se zabývá již navrhnutým a vyrobeným víceúčelovým polohovadlem. Hlavním výstupním parametrem, je požadavek na bezpečnost polohovadla při nosnosti  $m = 500 \text{ kg}$ . Podle zadání je nakreslená hlavní sestava polohovadla a výrobní výkres podsestavy svařovaného rámu.

### 1.1. Cíle práce

- Popsat jednotlivé části polohovadla, popsat podobná zařízení z praxe.
- Zhodnotit točivý moment na maximální vzdálenost těžiště.
- Pevnostně zkontrolovat čepy, ložiska, pera.

## 2. Podobná zařízení

V této podkapitole budou naznačeny různé alternativy polohovadel vyskytující se v praxi.

### 2.1.1. Svařovací polohovadla

Využívají se především u rotačních součástí s obvodovými svary. Další využití polohovadla v praxi pro svařování je v případě, kdy jsou předepsané polohy svařování.



*Obr. 2.1 – PO 200 S [10]*

Na obr. 2.1 je příklad svařovacího polohovadla od firmy KSK. Svářeč si může plynule regulovat rozsah otáček od 0,2 do 4 ot/min. Další výhodou je start/stop systém pomocí nožního pedálu. Toto polohovadlo má možnost nastavení úhlu naklopení součástí od 0 do 90°.

### 2.1.2. Montážní / Demontážní polohovadla – přípravky

Typický příklad montážního polohovadla najdeme v každé, dobře vybavené autodílně.

Stroj je elektropneumatický, pro montáž a demontáž pneumatik osobních a lehkých užitkových automobilů. Je z velké části automatový, bezdotykové provedení, bez montážní páky. Vhodný zejména pro nízko profilové, s nouzovým dojezdem.



*Obr. 2.2 – Stroj pro montáž a demontáž pneumatik Gialino Crossage [8]*

### 2.1.3. Rýsovací / měřicí polohovadlo

Jsou dvojího provedení, buď hrotové pro upínání rotačních součástí, které mají na čelech středící důlky, nebo magnetické k upínání všech tvarů součástí. Magnetická upínací deska je otočná kolem svislé osy a lze ji naklonit pod libovolným úhlem.

Využívá se především k prostorovému orýsování součástí.



*Obr. 2.3 – Rýsovací polohovadlo s magnetickou upínací deskou [9]*



### 3. Vlastní návrh polohovacího zařízení

Pracoval jsem ve výrobní firmě jako pomocná síla na dílně. Dostal jsem příležitost pracovat jako konstruktér. Konkrétně na projektu mobilního polohovacího zařízení - vypracovat výrobní dokumentaci. Obchodní oddělení tuto zakázku přijalo bez jakýchkoliv požadavků na vlastnosti polohovadla. Vycházelo se pouze z podobnosti předlohy podle časopisu, kterou předložil zákazník. Zákazník ani nesdělil, co se má polohovat (velikost součástí, hmotnost). Po půl roce byl od zákazníka vynesena dotaz ohledně maximální možné hmotnosti součástí na polohování.

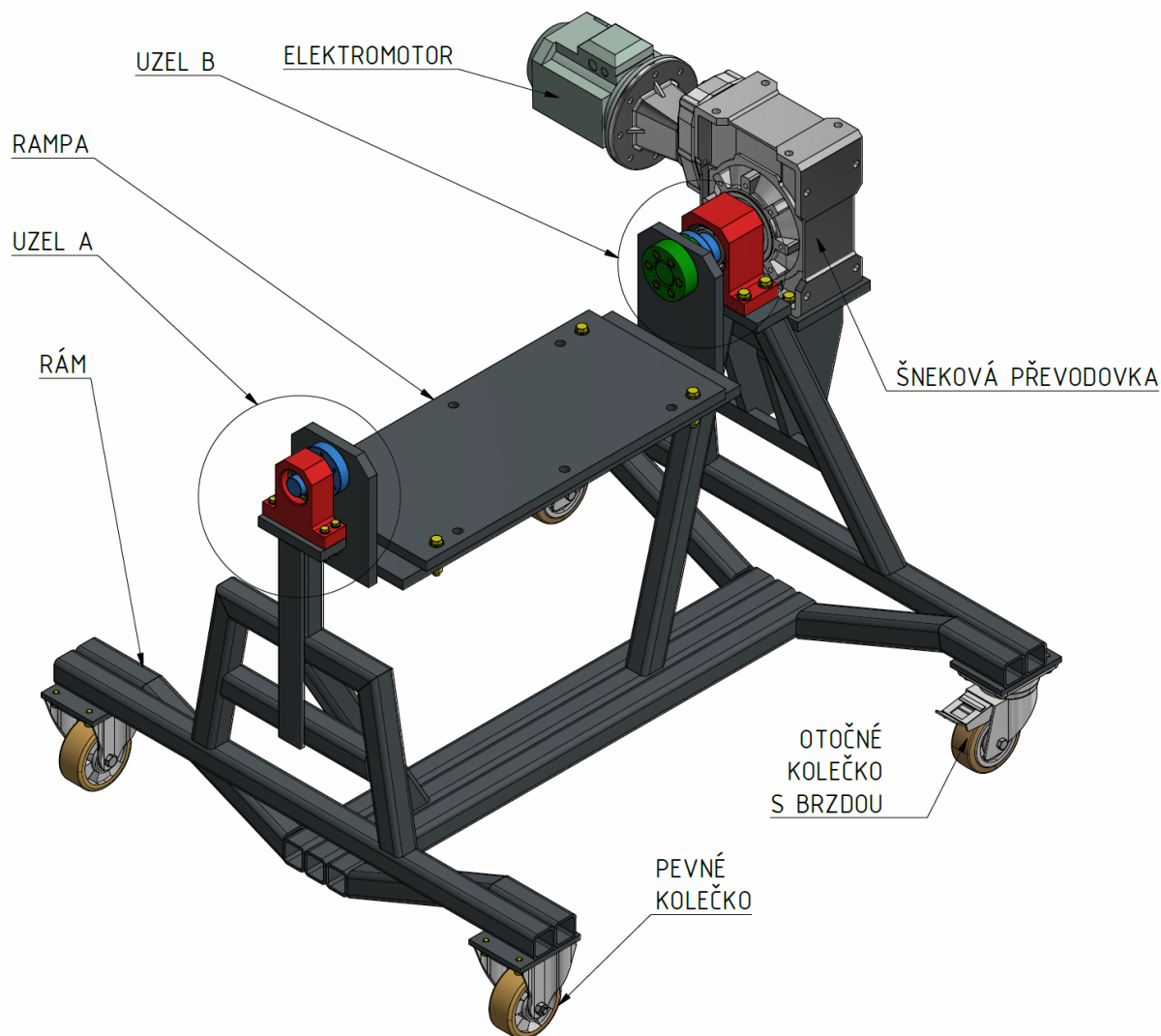


*Obr. 3.1 – Hotový výrobek [16]*

### 3.1. Základní přehled o konstrukci rámu rampy

Konstrukce je navržena tak, aby se co největší část provozní síly rovnoměrně rozložila do rámu. Rám je z většiny tvořen dutými čtvercovými profily o rozměru 50x50x5. Pod ložisky jsou použity tyče ploché stejně tak nad kolečky. Byly po svařování obroběny z důvodu zvýšené přesnosti uložení. Nejproblematictější část výroby rámu byla výroba profilů, viz obr 3.2. Tyto profily jsou obroběny pod dvěma různými úhly.

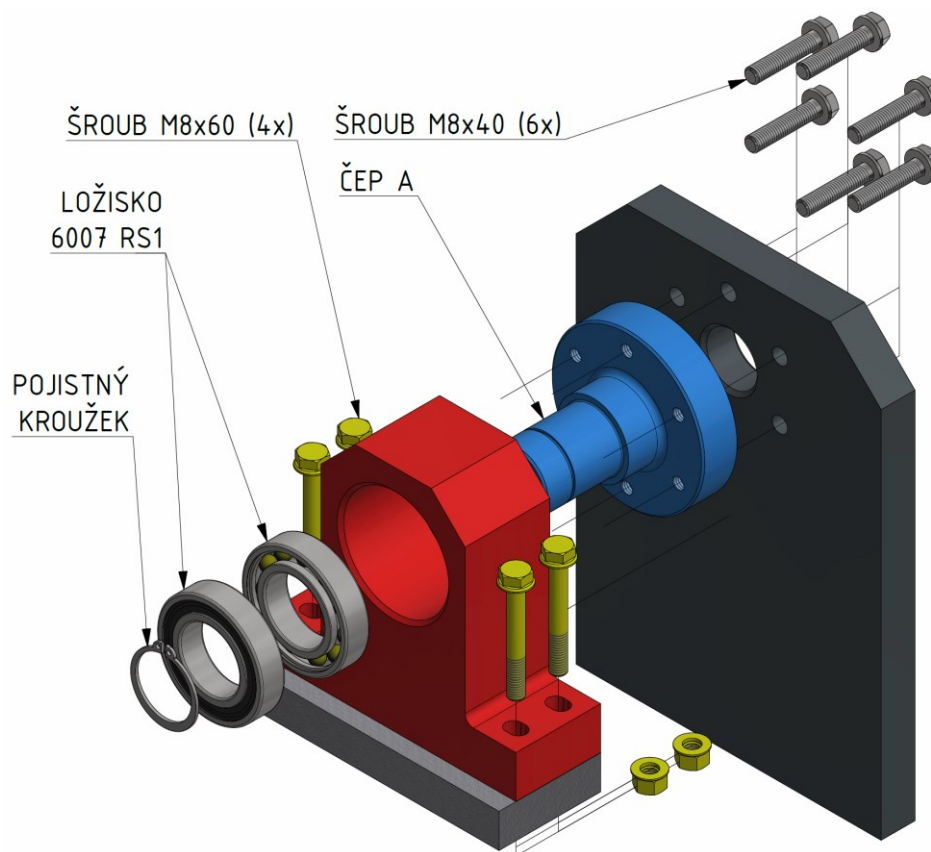
Všechny svary na rámu mají účinnou tloušťku  $a=5$  mm.



Obr. 3.2 – 3D schéma polohovadla

### 3.1.1. Uzel A

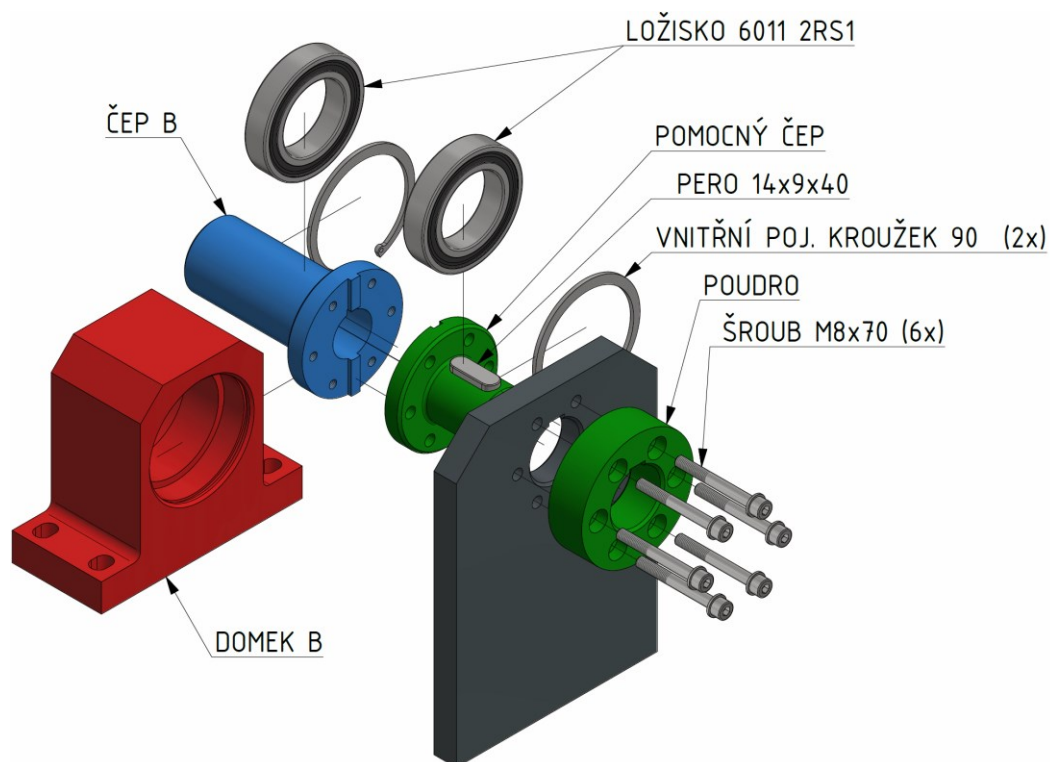
Nejprve se do rampy vloží čep A, který se dotáhne šrouby. Do domečku se nasunou ložiska. S pomocí přípravku se domeček nasadí na čep A. Axiálně se čep zajistí vnějším pojistným kroužkem. Takto připravena rampa se uchyť pomocí šroubu do rámu.



*Obr. 3.3 – Detail uzlu A*

### 3.1.2. Uzel B

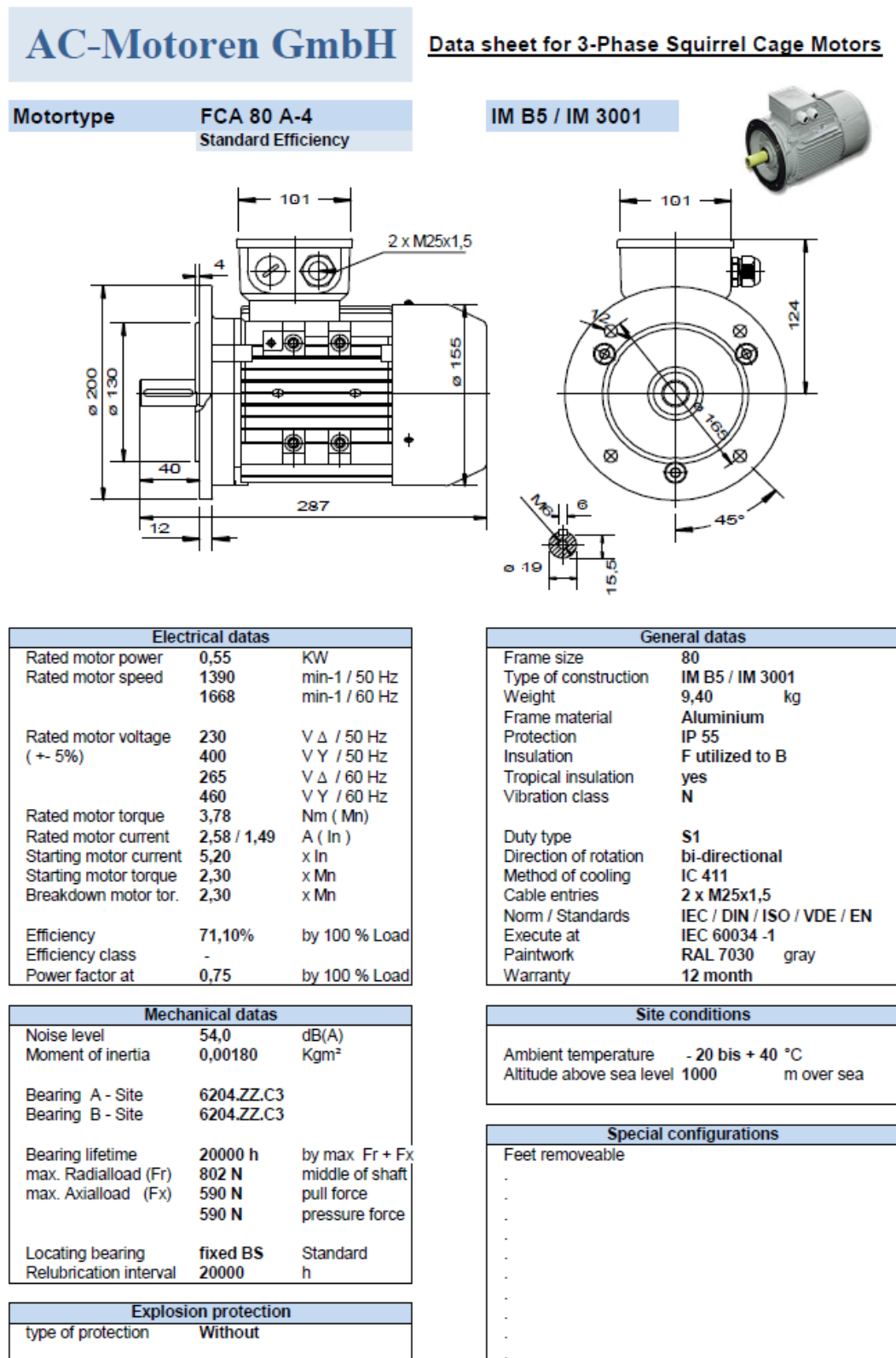
Ložiska byla zvolena s ohledem na bezúdržbový chod. Jsou utěsněná z obou stran, mazaná tukem a nepředpokládají se vysoké otáčky. Nejprve se při montáži nasadí ložiska do domečku a zajistí vnitřními pojistnými kroužky. Následně se nasune čep B skrze celý domek. Poté je připojen pomocný čep, který drží s čepem B pomocí vyfrézované drážky, viz obr 3.4. Dále se do pomocného čepu přidá pero a spojí se s levou částí rampy. Nakonec se připojí pouzdro a dotáhne šrouby. Závítové díry jsou v čepu B. Zbylý průchod šroubů součástmi je s velkou vůlí. Uzel je připraven pro přidání hnací hřídele a převodovky.



Obr. 3.4 – Detail uzlu B

### 3.1.3. Elektromotor

Elektromotor byl volen technologickým oddělením odborným odhadem. Byl brán v potaz poměr elektromotoru k samotnému polohovadlu. Byl vybrán třífázový, asynchronní motor s výkonem  $P = 0,55$  [kW]. Všechny ostatní parametry jsou na obr. 3.5.



Obr. 3.5 – Specifikace elektromotoru [7]



### 3.1.4. Převodovka

Prioritou při vybrání převodovky byl co největší převodový poměr – nejmenší otáčky. Další důležitý faktor byl udržení polohy součásti bez brzdy. Proto se vybrala šneková převodovka, kde specifikace jsou zobrazeny na obr. 3.6.

Date: 7/17/2015

Datasheet n. 16272

www.tramec.it

Input data

System of measurement		Metric
Input type		Coupling for electric motor
Input speed	[rpm]	1400
Output speed	[rpm]	4.38
Ratio (i=)		320
Frequency	[Hz]	50
Input options		IEC
Requested input power	[kW]	0.55
Service factor		1.2
Thermal power	[kW]	1.2

Output data

Gear unit H F 110 320 H42 80\_B5 B3

Type		H - Helical-worm gear units
Input type		F
Size		110
Ratio (i=)		320
Input flange		B5
Mounting position		B3
Input speed	[rpm]	1400
Output speed	[rpm]	4.38
Rated output torque	[Nm]	624.3
Service Factor		1.2
Efficiency		0.52

Gear unit configuration

Output shaft	H42
Fixing	Universal

Output radial and axial loads

Ball bearings output radial load	[N]	10000
Taper bearings output radial load	[N]	12000
Ball bearings output axial load	[N]	2000

Electric motor coupling

Size		80 A
Poles n.		4
Power	[kW]	0.55

Obr. 3.6 – Specifikace převodovky [12]

### 3.1.5. Kolečka

Pevné kolečko je tvořeno pevnou vidlicí. Vidlice je vyrobena z ocelového výlisku, pozinkována. Kolo je uchyceno středovým šroubem s maticí a plotýnkou. Střed kolečka je vyroben z hliníkové slitiny. Běhoun je polyuretan, odlévaný. Vysoká účinnost je zajištěná přes přesné kuličkové ložisko. Minimální statická nosnost je 600 kg.



*Obr. 3.7 – Pevné kolečko [11]*

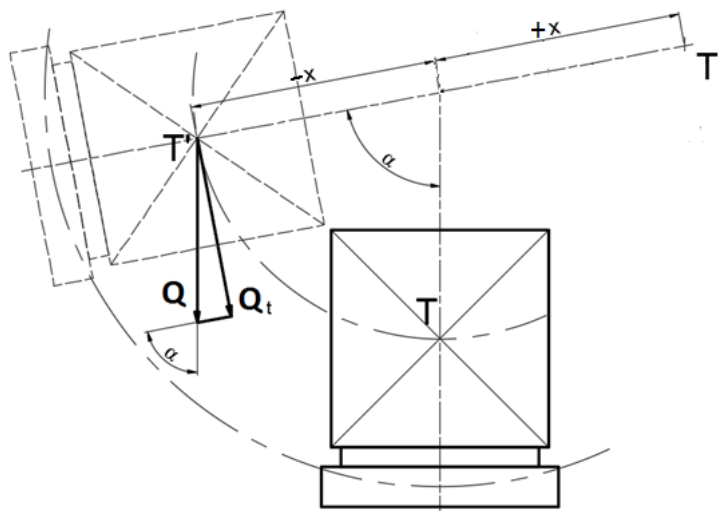
Otočné kolečko je s totální brzdou. Vidlice je vyrobena z velmi silného ocelového výlisku, zesílena a modře pozinkována. Plotýnka je utěsněná. Ložisko pod plotýnkou dvouradé, zesílené. Střed kolečka je vyroben z hliníkové slitiny. Běhoun je z černé elastické navulkanizované gumy. Vysoká účinnost je zajištěná přes přesné kuličkové ložisko. Minimální statická nosnost je 600 kg.



*Obr. 3.8 – otočné kolečko s totální brzdou [11]*

#### 4. Zhodnocení maximálního točivého momentu na polohu součásti

Polohování nerotačních částí mimo svou osu s sebou nese nevýhody. Hlavní nevýhodou je nutná kontrola maximální vzdálenosti těžiště od osy rotace v závislosti na maximálním výkonu.



Obr. 4.1 – Zjednodušené schéma působení sil

Výpočet celkové tíhy polohované součásti, přepokládám  $\pm 2\%$  nosnosti

$$Q = m \cdot g = 500 \cdot 9,81 \sim 5000 \text{ N} \quad (4.1)$$

Vycházím z maximálního výstupního krouticího momentu (výkonu), který mám k dispozici. Tento moment ještě zredukuji o tření v ložiskách,  $\eta_L = 0,98 [-]$  (7). Maximální moment viz podkapitola 2.1.4 – Rated output torque.

$$M_k = M_{k \text{ výst}} \cdot \eta_L = 624,3 \cdot 0,98 \sim 612 \text{ Nm} \quad (4.2)$$

Je přímá závislost úhlu na vzdálenosti těžiště

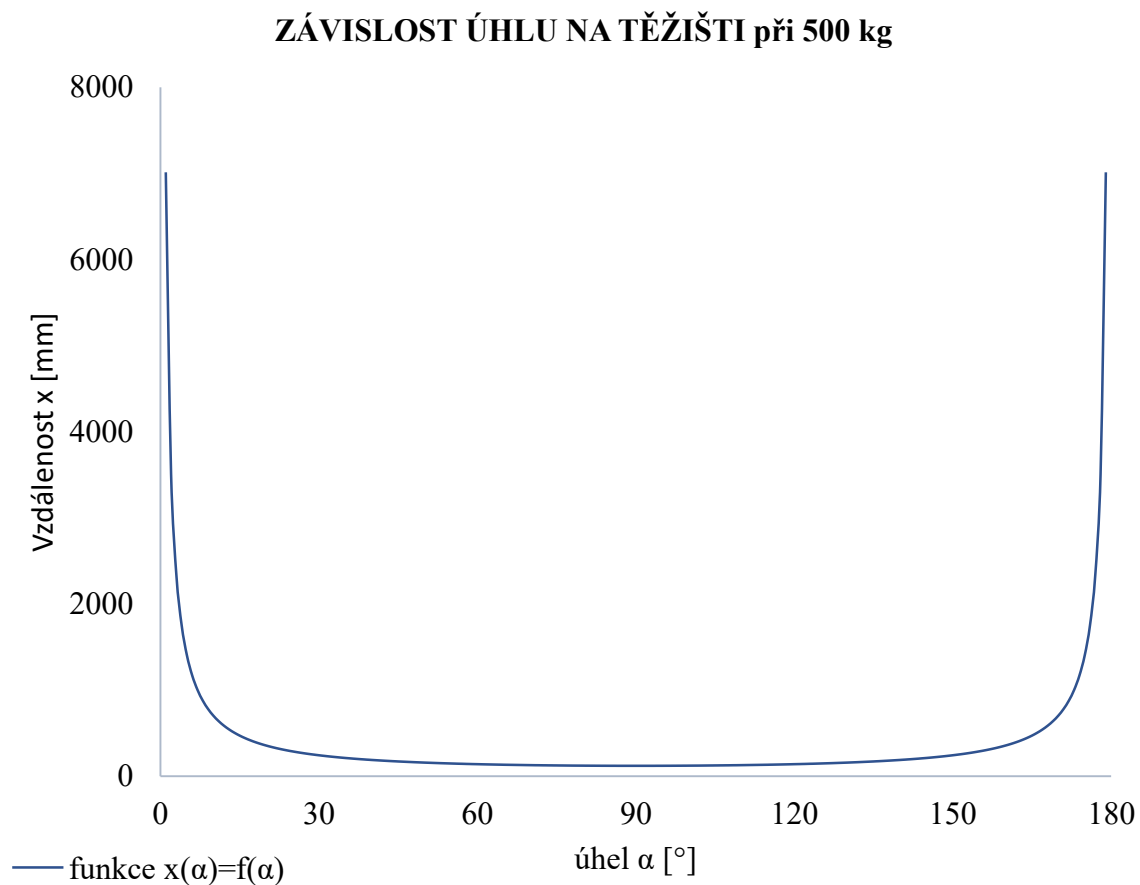
$$x(\alpha) = \frac{M_k}{Q_t} = \frac{M_k}{Q \cdot \sin(\alpha)}^1 \quad (4.3)$$

<sup>1</sup> Jedná se o absolutní hodnotu. Rameno těžiště může být  $-x$  ;  $+x$ . Vzhledem ke konstrukčnímu provedení polohovadla je hodnota  $-x$  nepravděpodobná.



Tab. 4.1 – Vybrané nejdůležitější vzdálenosti těžiště

$\alpha$	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$x$	705	358	245	190	160	141	130	124	122 <sup>2</sup>



Obr. 4.2 – průběh funkce těžiště

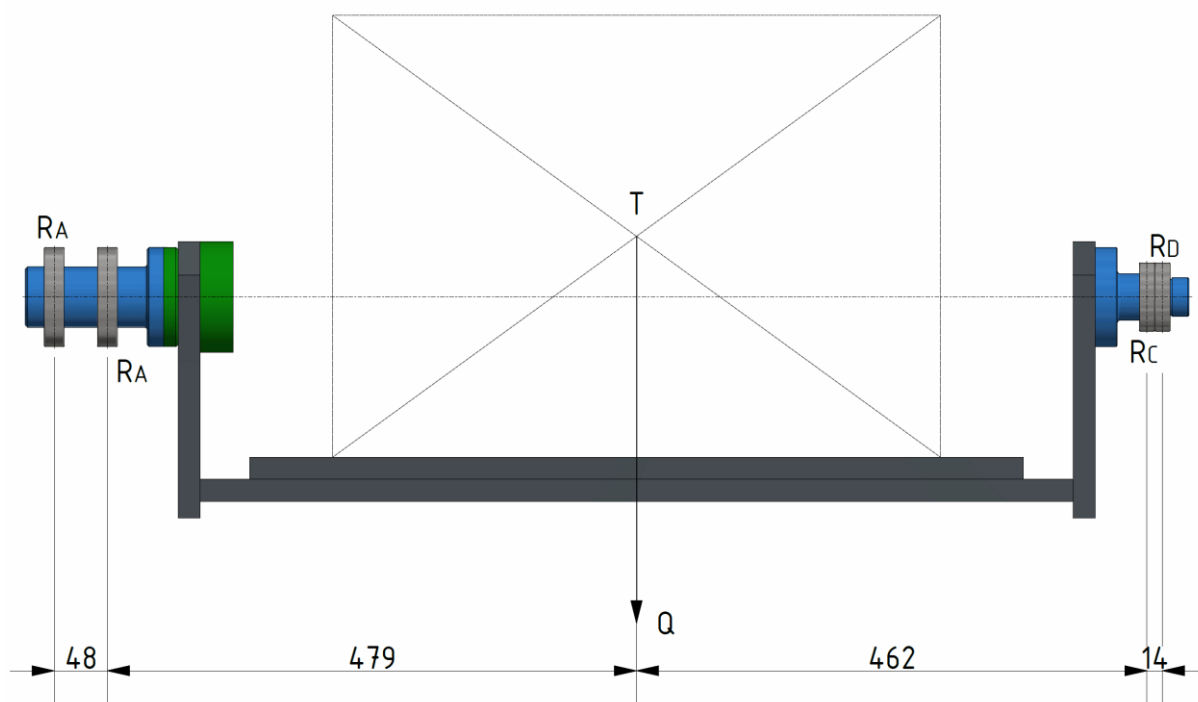
<sup>2</sup> pozn. žlutě vyznačené nejkritičtější místo.

## 5. Pevnostní kontrola

Cílem pevnostní kontroly je ověření, zda součásti budou vyhovovat zadanému zatížení a maximálnímu krouticímu momentu. Tyto dvě vlastnosti jsou nezávislé. Především záleží na velikosti součásti.

### 5.1. Výpočet reakcí

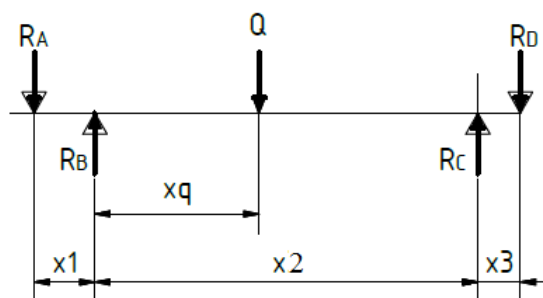
Výpočet jsem provedl pomocí 3 různých variant.



*Obr. 5.1 – Rozměrový obvod pro výpočet reakcí*

#### 5.1.1. Varianta 1 – řešení na PC

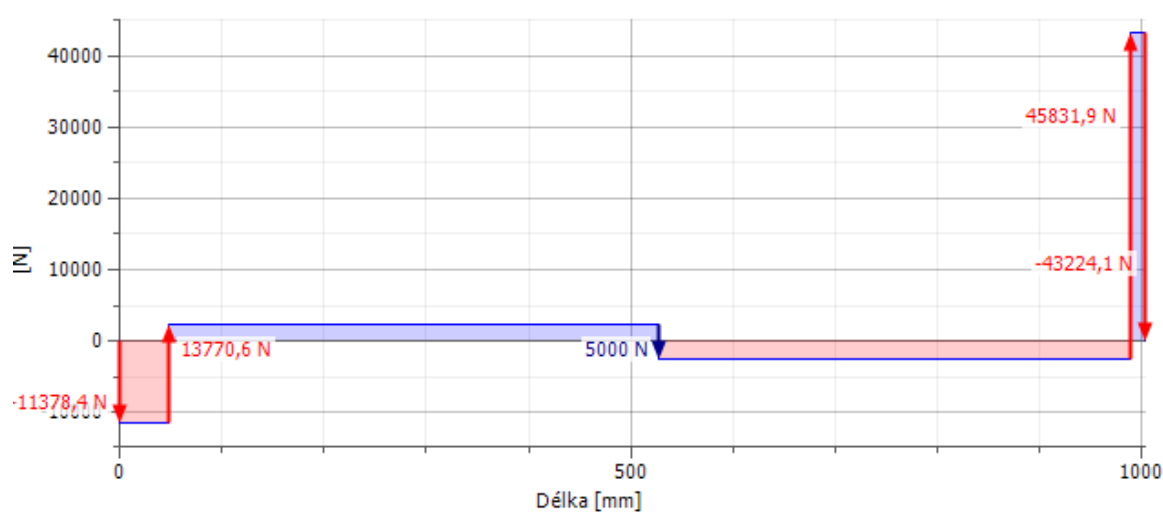
Tato varianta je staticky neurčitá a vyžaduje deformační podmínky pro další výpočet. Tento výpočet by měl být teoreticky nejpřesnější, avšak proběhlo menší zjednodušení. Lomený nespojitý nosník je převeden na spojitý přímý. Výsledky viz obr. 5.3 a tab. 5.1.



Obr. 5.2 – Zjednodušené schéma pro výpočet na PC

Tab. 5.1 – Výsledky podpor [14]

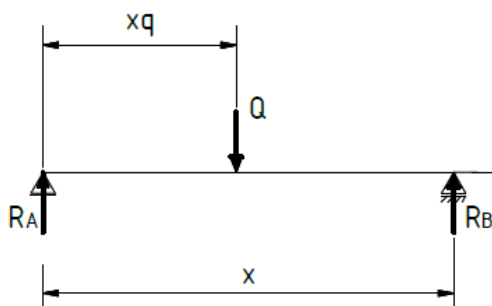
Index	Typ	Umístění	Reakční síla		
			Y	X	Velikost
A	Volný	0 mm	-11378,413 N		11378,413 N
B	Volný	48 mm	13770,578 N		13770,578 N
C	Volný	989 mm	45831,891 N		45831,891 N
D	Pevná	1003 mm	-43224,056 N		43224,056 N



Obr. 5.3 – Diagram posouvajících sil [14]

### 5.1.2. Varianta 2 – nahrazení čtyř podpór dvěma podporami

V tomto výpočtu analyticky vypočítám reakce. Nahradím podpory A-B = A v polovině  $x_1$  viz obr. 5.2 a podpory C-D = B v polovině  $x_3$ .



Tab. 5.2 - Základní rozměry

x	$x_q$
[mm]	
972	503

Obr. 5.4 – Zjednodušené schéma varianta 2

Rovnovážné rovnice

$$\sum_{i=1}^n F_{y i} = 0 \quad (5.1)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{x i} = 0 \quad (5.2)$$

$$\sum_{i=1}^n M_i = 0 \quad (5.3)$$

Součet všech momentů k místu A

$$R_B = \frac{Q \cdot x_q}{x} = \frac{5000 \cdot 503}{972} = 2\,577\,N$$

Součet všech momentů k místu B

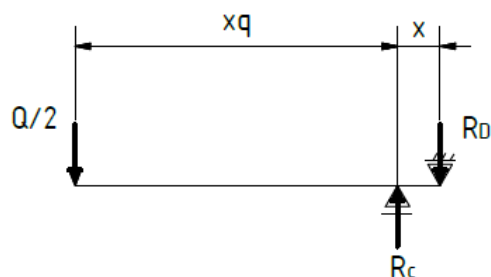
$$R_A = \frac{Q \cdot (x - x_q)}{x} = \frac{5000 \cdot (972 - 503)}{972} = 2\,413\,N$$

Kontrola

$$Q - R_A - R_B = 5000 - 2\,577 - 2\,413 = 0\,N$$

### 5.1.3. Varianta 3 – rozdělení zatížení na půl

Vybral jsem uzel A z důvodu menší vzdálenosti mezi ložisky, včetně menších ložisek



Obr. 5.5 – Varianta 3

Tab. 5.3 – Základní rozměry

x	$x_q$
[mm]	
462	14

Součet všech momentů k místu C

$$R_D = \frac{Q \cdot x}{2 \cdot x_q} = \frac{5000 \cdot 462}{2 \cdot 14} = 82\,500 \text{ N}$$

Součet všech momentů k místu D

$$R_C = \frac{Q \cdot (x + x_q)}{2 \cdot x_q} = \frac{5000 \cdot (462 + 14)}{2 \cdot 14} = 85\,000 \text{ N}$$

Tab. 5.4 – Porovnání všech variant

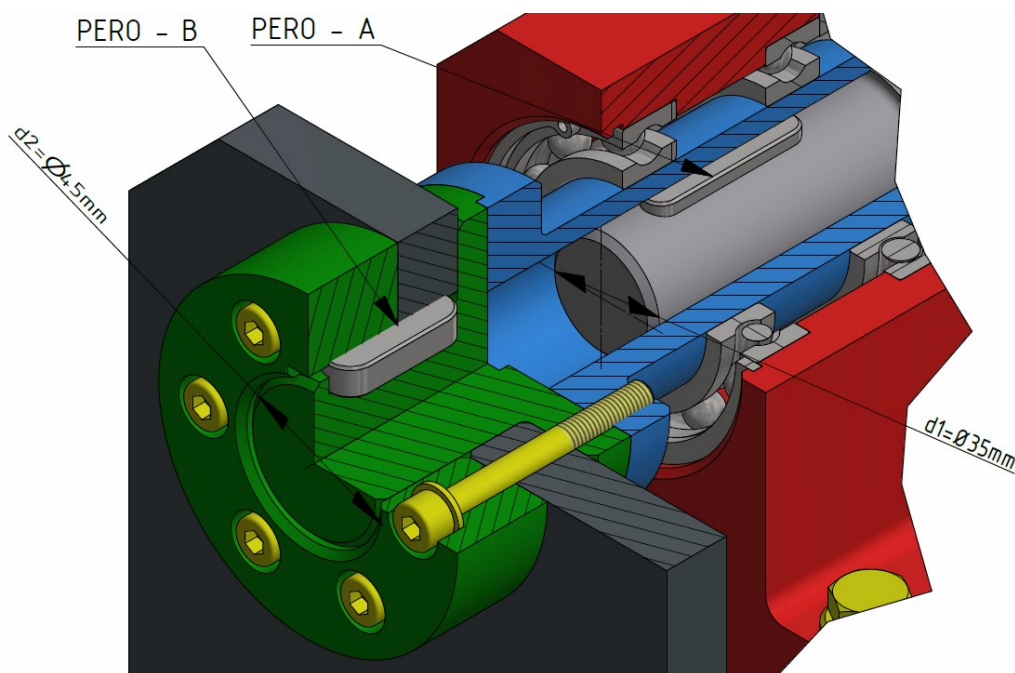
Varianta	Reakce A	Reakce B	Reakce C	Reakce D
	[N]			
1	11 378,413	13 770,578	45 831,891	43 224,056
2	2 413	2 577	-	-
3	-	-	85 000	82 500

## 5.2. Výpočet per

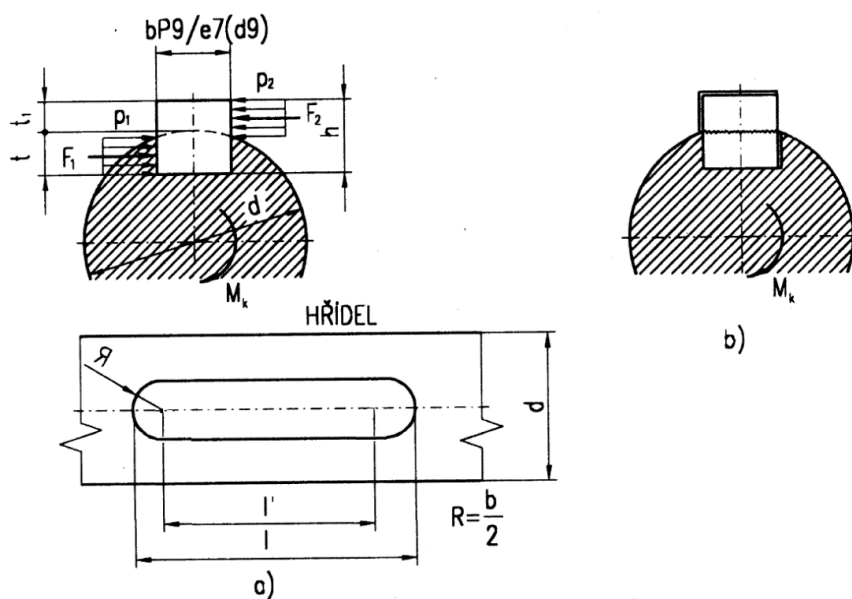
Výpočet předpokládá maximální výkon motoru, včetně maximálního hnacího momentu ze šnekové převodovky. Pera jsou kontrolována na otláčení. A to především z toho důvodu, aby nedošlo k omačkání. Kdyby k tomuto procesu došlo, mohlo by dojít při změně směru otáčení ke stříhu pera. Situace je naznačena na obr. 5.7 b. Materiál pera je z oceli 11 600, která má mez kluzu

$R_e = 295 \text{ MPa}$  (9). Materiál náboje a hřídele je z oceli S355JR, kde  $R_e = 355 \text{ MPa}$  (10).

Dovolený tlak ocel x ocel –  $p_{dov} = 120 \text{ MPa}$  (11).



Obr. 5.6 – 3/4 řez uzlem B



Obr. 5.7 – Namáhání hřídelového pera [1]

### 5.2.1. Výpočet pera A

Jelikož  $t_1 < t$ , tak  $p_2 > p_1$ . Materiál náboje a hřídele je totožný, proto je možné zanedbat výpočet otláčení na straně hřídele. Je nezbytné snížit délku pera v náboji na funkční část  $l'$  (11).

Rozměry pro výpočet pera beru z (9). Točivý moment viz str. 15.

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_k}{d + t_1} \quad (5.4)$$

$$p_2 = \frac{F_2}{S_2} = \frac{F_2}{t_1 \cdot l'} = \frac{F_2}{t_1 \cdot (l - b)} \leq p_{dov} \quad (5.5)$$

Tab. 5.5 – Vypočítaný tlak pro pera A

Pero 10 e7 x 8 x 100 – ČSN 42 02 2562						
d	b	t <sub>1</sub>	l	M <sub>k</sub>	F <sub>2</sub>	p <sub>2</sub>
[mm]				[Nm]	[N]	[MPa]
35	10	3,3	100	624,3	32 601	109,8

**Závěr – Vyhovuje**

### 5.2.2. Výpočet pera B

V této části se dá točivý moment rozdělit na 2 části. První část momentu přeneseme bok drážky náboje. Druhá část je přenesena třecí vazbou, vyvolána osovou silou  $F_o$  ve šroubech.

Vychází se z maximálního dovoleného tlaku na bok drážky  $p_{dov} = 120$  MPa a upravené rovnice (4.5). Z této rovnice se vypočte maximální točivý moment, aniž by došlo k plastické deformaci.

$$M_{k1} \leq \frac{1}{2} \cdot p_{dov} \cdot (d + t_1) \cdot t_1(l - b) \quad (5.6)$$

Tab. 5.6 – Vypočítaný krouticí moment pro pero B

Pero 14 e7 x 9 x 40 – ČSN 42 02 2562						
d	b	t <sub>1</sub>	l	p <sub>dov</sub>	F <sub>2</sub>	M <sub>k1</sub>
[mm]				[MPa]	[N]	[Nm]
45	14	3,5	40	120	25 744	264,81

### 5.3. Výpočet šroubů

Jedná se o úlohu s provozní silou kolmou k ose šroubu. První se musí přepočítat zbylí točivý moment přenášený třecí vazbou z předchozí podkapitoly. Výpočet by proveden podle (11).

#### 5.3.1. Výpočet redukovaného napětí v jádře šroubu a kontrola bezpečnosti

Šrouby použité na polohovadle jsou dle ČSN 02 1143 – M8 x 70 – 8.8 – Zn

Tab. 5.7 – Základní rozměry šroubu M8 pro pevnostní výpočet

$P_h$	$d_2$	$d_3$
[mm]		
1,25	7,188	6,466

$$M_{k\check{s}} = M_k - M_{k1} = 624,3 - 264,81 = 359,49 \text{ Nm} \quad (5.7)$$

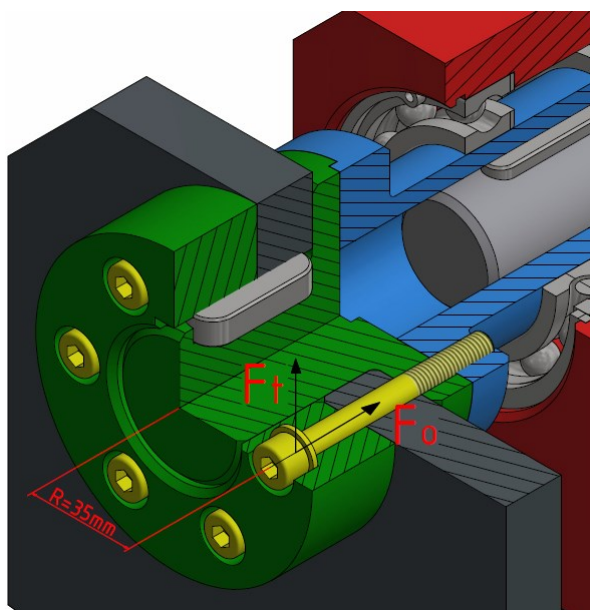
$$F_o \geq \frac{n \cdot M_{k\check{s}}}{f \cdot i \cdot R} = \frac{2 \cdot 359\,490}{0,4 \cdot 6 \cdot 35} = 8\,560 \text{ N} \quad (5.8)$$

kde součinitel tření mezi přírubami žíhaná ocel plamenem  $f = 0,4$  [-] [1]

bezpečnost spoje jsem zvolil  $n = 2$  [-] [1g]

Vzdálenost ramena působení síly  $F_t$  viz obr. 5.8

Počet šroubu  $i = 6$  [-]



Obr. 5.8 – Schéma působení sil na šroubový spoj



Tab. 5.8 – Součinitele tření [5]

Povrch matice	Povrch šroubu	Součinitel tření na závitu závitů		
		nemazaných	mazaných olejem	mazaných pastou z MoS2
neupravený	neupravený	0,19 ÷ 0,36	0,16 ÷ 0,24	0,12 ÷ 0,18
	fosfátovaný	0,28 ÷ 0,40	0,17 ÷ 0,30	0,13 ÷ 0,17
	černěný	0,27 ÷ 0,36	0,25 ÷ 0,28	0,16 ÷ 0,23
	zinkovaný	0,13 ÷ 0,22	0,13 ÷ 0,18	0,11 ÷ 0,16
	kadmiovaný	0,10 ÷ 0,18	0,10 ÷ 0,17	0,13 ÷ 0,17
zinkovaný	zinkovaný	0,21 ÷ 0,43	0,11 ÷ 0,17	0,10 ÷ 0,13
kadmiovaný	kadmiovaný	0,15 ÷ 0,38	0,10 ÷ 0,17	0,10 ÷ 0,13

Třecí úhel

$$\varphi' = \tan^{-1} \left( \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha_z}{2}} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} \right) = 9,826^\circ \quad (5.9)$$

Úhel stoupání

$$\psi = \tan^{-1} \left( \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{1,25}{7,188 \cdot \pi} \right) = 3,168^\circ \quad (5.10)$$

Napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 8\,560}{\pi \cdot 6,466^2} = 260,683 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

Smykové napětí

$$\tau = \frac{M_{tz}}{W_{k \min}} = \frac{F_o \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{8\,560 \cdot \tan(3,168 + 9,826) \cdot \frac{7,188}{2}}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 133,751 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

Redukované napětí podle hypotézy HMM

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{260,683^2 + 3 \cdot 133,751^2} = 348,746 \text{ MPa} \quad (5.13)$$

Pro pevnostní třídu 8.8 je smluvní mez kluzu  $R_{p0,2} = 640$  [MPa].

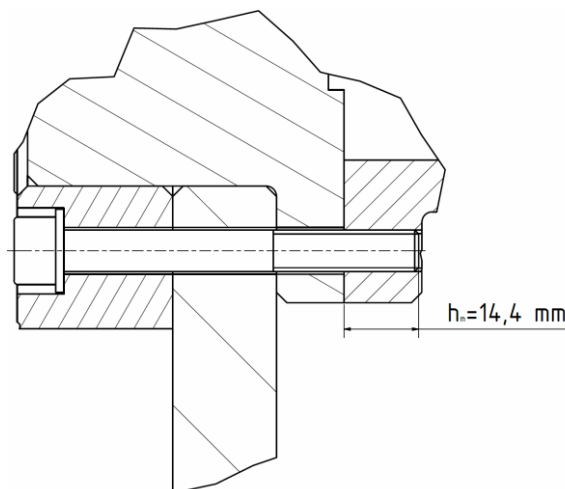
Kontrola bezpečnosti

$$k_e = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_r} = \frac{640}{348,746} = 1,835 \quad (5.14)$$

Šroub **vyhovuje**.

### 5.3.2. Kontrola tlaku v závitech

Výška matice  $h_m$  je část závitové díry v součást viz obr. 5.9.



Obr. 5.9 – Schéma zašroubování šroubu

Tlak v závitech je dán vztahem

$$p = \frac{4 \cdot P_h \cdot F_o}{h_m \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot 1,25 \cdot 8560}{14,4 \cdot \pi \cdot (8^2 - 6,647^2)} = 47,74 \text{ MPa} \quad (5.15)$$

Pro ocelovou matici – ocelový šroub s pevnostní třídou 8.8 je  $p_D = 150 \text{ [MPa]}$  (13 str. 439).

Šroub **vyhovuje**.

### 5.4. Výpočet ložisek

Výpočet rozdělím na dva uzly – A a B. V uzlu A jsou ložiska 6007 a v uzlu B 6011. Jelikož výstupní otáčky z převodky jsou  $n_v = 4,38 \text{ [1/min]}$ , budu počítat ložiska čistě na statickou únosnost.

#### 5.4.1. Uzel A

K výpočtu použiji předchozí výpočet reakcí – varianta 2.

Tab. 5.9 – Základní rozměry ložiska SKF 6007 RS1 [13]

Hlavní rozměry				Základní únosnost		Hmotnost
d	D	B	r <sub>s</sub>	Dynamická (C)	Statická (C <sub>0</sub> )	
[mm]				[kN]		[kg]
35	62	14	1	16.8	10.2	0,155

Reakce v uzlu A je  $R_A = 2413 \text{ [N]}$

Při polohování se nepředpokládá s axiální silou, proto ekvivalentní zatížení:

$$P_0 = R_A = 2\,413\text{ N} \quad (5.16)$$

Výpočet statické bezpečnosti

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{10\,200}{2\,413} = 4,23 \quad (5.17)$$

Ložisko pro tuto variantu **vyhovuje**.

#### 5.4.2. Uzel B

K výpočtu se využije přechozího výpočtu reakce pro variantu 2.

Tab. 5.10 – Základní rozměry ložiska SKF 6011 2RS1 [13]

Hlavní rozměry				Základní únosnost		Hmotnost
d	D	B	r <sub>s</sub>	Dynamická (C)	Statická (C <sub>0</sub> )	
[mm]				[kN]		[kg]
55	90	18	1,1	29,6	21,2	0,397

Reakce v uzlu A je  $R_B = 2413\text{ [N]}$

Při polohování nepředpokládám s axiální silou, proto ekvivalentní zatížení:

$$P_0 = R_B = 2\,577\text{ N} \quad (5.18)$$

Výpočet statické bezpečnosti

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{21\,200}{2\,577} = 8,23 \quad (5.19)$$

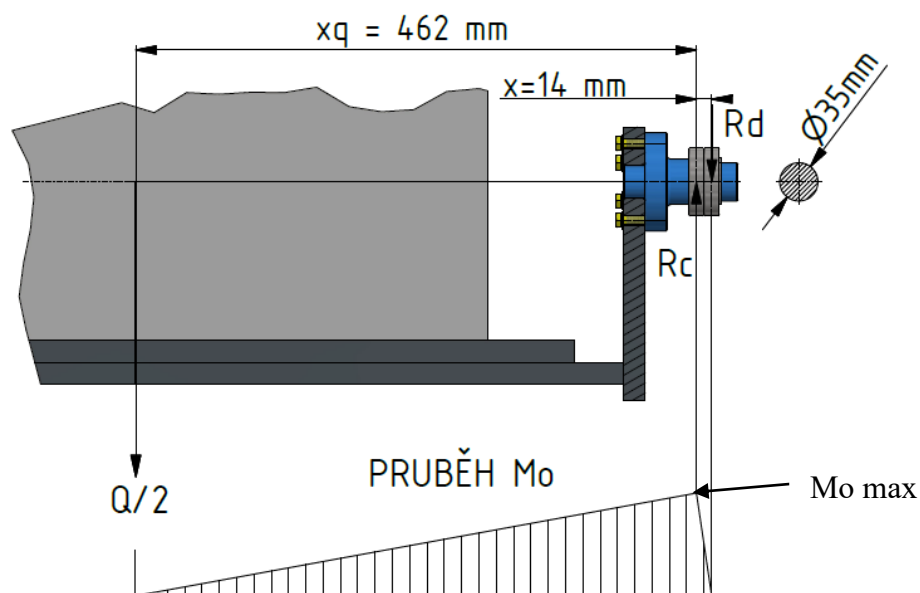
Ložisko pro tuto variantu **vyhovuje**.

## 5.5. Výpočet čepů

Oba čepy jsou na polohovadle namáhány na ohyb.

### 5.5.1. Čep A

Čep budu počítat na nejhorší variantu, která může nastat. Vzdálenosti a velikost reakcí беру z bodu 4.1.3. Materiál čepu S355JR, kde  $R_e = 355$  [MPa].



Obr. 5.10 – čep A

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{oA \max}}{W_{oA}} = \frac{R_D \cdot x}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{82500 \cdot 14}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 274,4 \text{ MPa} \quad (5.20)$$

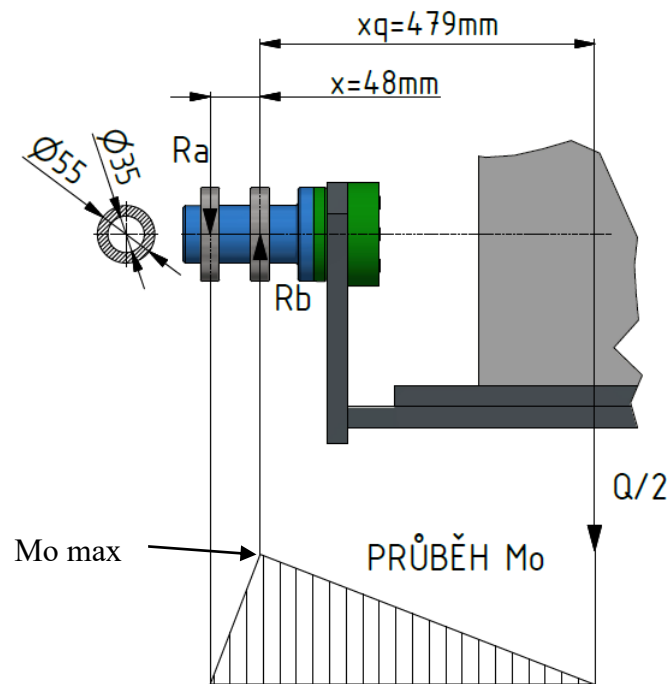
Bezpečnost v místě A

$$k_{oA} = \frac{R_e}{\sigma_{oA}} = \frac{355}{274,4} = 1,3 \quad (5.21)$$

Závěr – čep A **vyhovuje**.

### 5.5.2. Čep B

Čep budu počítat na nejhorší variantu, která může nastat.



Obr. 5.11 – Čep B

$$R_A = \frac{Q \cdot x}{2 \cdot x_q} = \frac{2500 \cdot 479}{2 \cdot 48} = 12\,474 \text{ N}$$

Součet všech momentů k místu A

$$R_B = \frac{Q \cdot (x + x_q)}{2 \cdot x_q} = \frac{2500 \cdot (479 + 48)}{2 \cdot 48} = 13\,724 \text{ N}$$

V místě maximálního ohybového momentu bude ohybové napětí:

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{oB \max}}{W_{oB}} = \frac{R_B \cdot x}{\frac{\pi}{32} \cdot (D^3 - d^3)} = \frac{13\,724 \cdot 48}{\frac{\pi}{32} \cdot (55^3 - 35^3)} = 54,3 \text{ MPa} \quad (5.22)$$

Bezpečnost čepu v místě B

$$k_{oB} = \frac{R_e}{\sigma_{oB}} = \frac{355}{54,3} = 6,5 \quad (5.23)$$

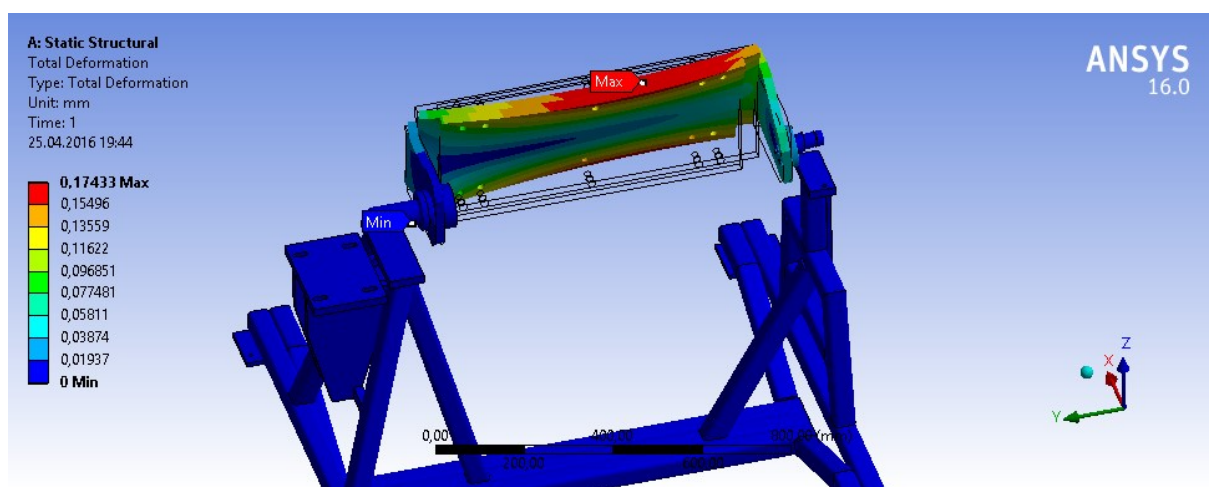
Závěr – čep B vyhovuje.

## 6. Napěťová analýza v MKP

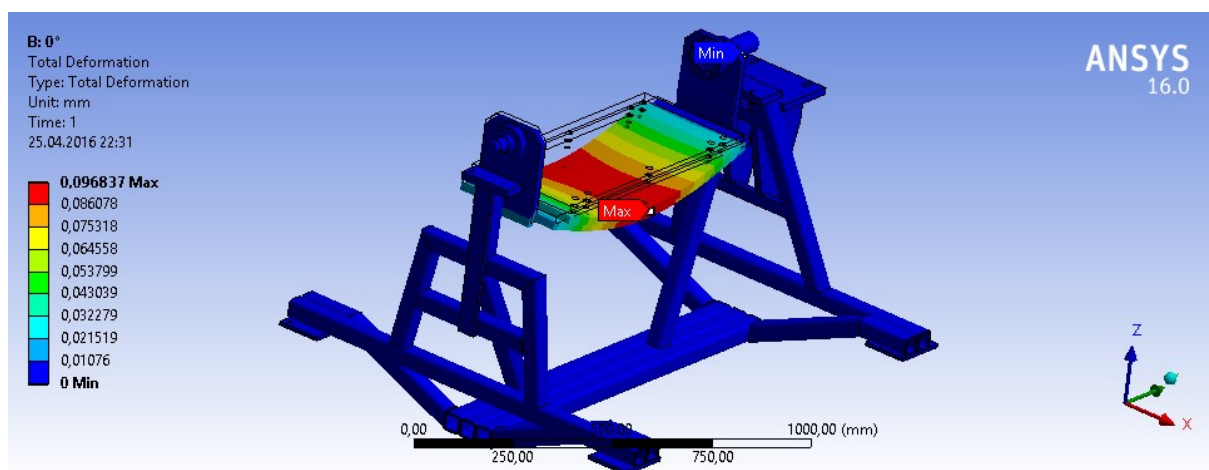
Byla provedena kontrola celého polohovadla v MKP. Byla zvolena nejhorší kombinace zatížení, tj. pracovní poloha  $90^\circ$  a vzdálenost od osy rotace 122 mm při síle 5 000 N. Taktéž bylo přidáno zatížení ve výchozí pozici  $0^\circ$ . Výsledky jsou znázorněny na obrázcích. Červená barva je největší deformace/napětí a černý obrys je původní stav polohovadla v měřítku.

### 6.1. Deformační analýza v MKP

Největší deformace jsou v místě největšího zatížení. V poloze  $90^\circ$  je to dokonce 0,17 mm. V praxi by takovýto jev nenastal, z důvodu rovnoměrného zatížení po činné ploše rampy. Navíc se jedná o montážní polohovadlo, u kterého není vyžadována zvláštní přesnost. Proto tyto deformace lze zanedbat.



Obr. 6.1 – deformace polohovadla –  $90^\circ$  [15]

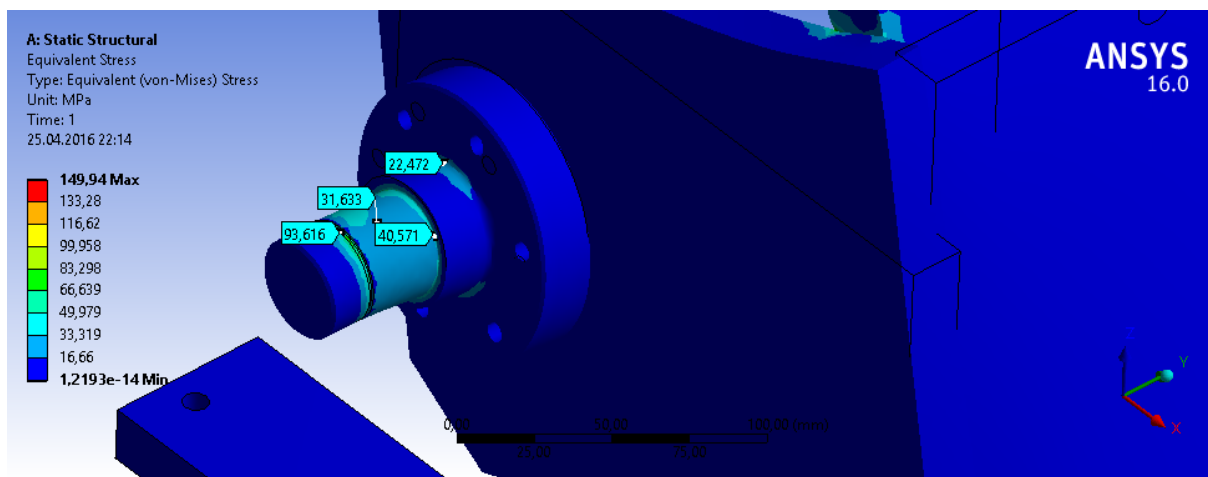


Obr. 6.2 – deformace polohovadla –  $0^\circ$  [15]

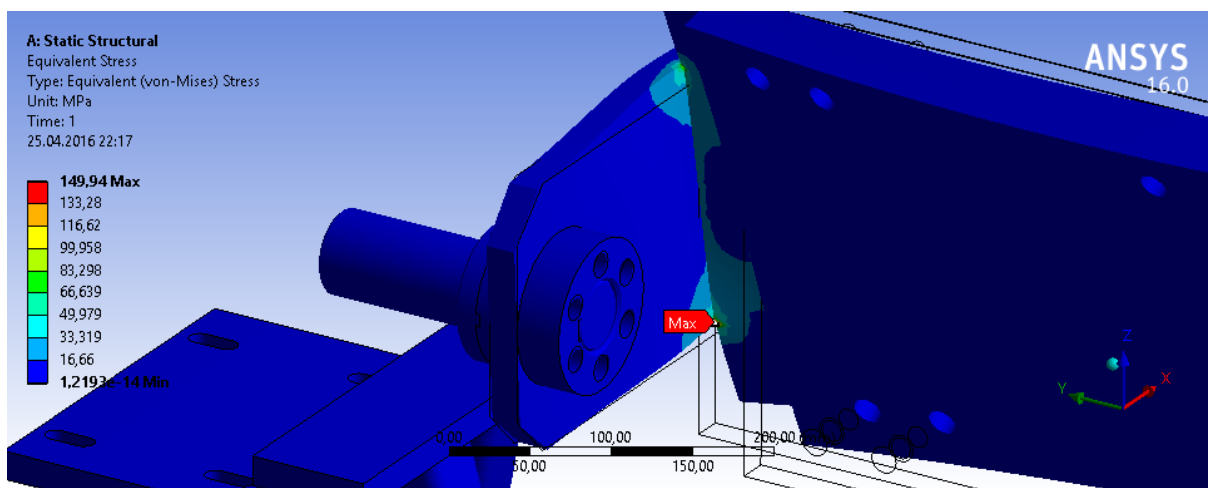
## 6.2. Napěťová analýza v MKP

Vzal jsem v úvahu dvě kritická místa. Čep A a svar držící upínací desku k rampě.

Největší napětí vychází v kontaktu upínací desky a bočnice rampy. Bylo by vhodné provést kontrolní analytický výpočet svaru a ověřit bezpečnost spojení.

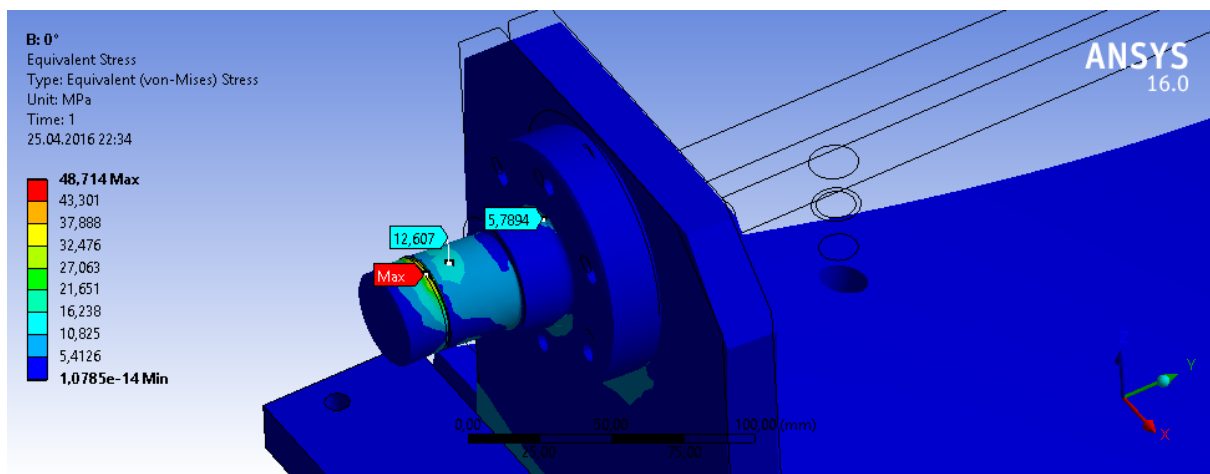


Obr. 6.3 – Čep A –  $90^\circ$ <sup>3</sup> [15]

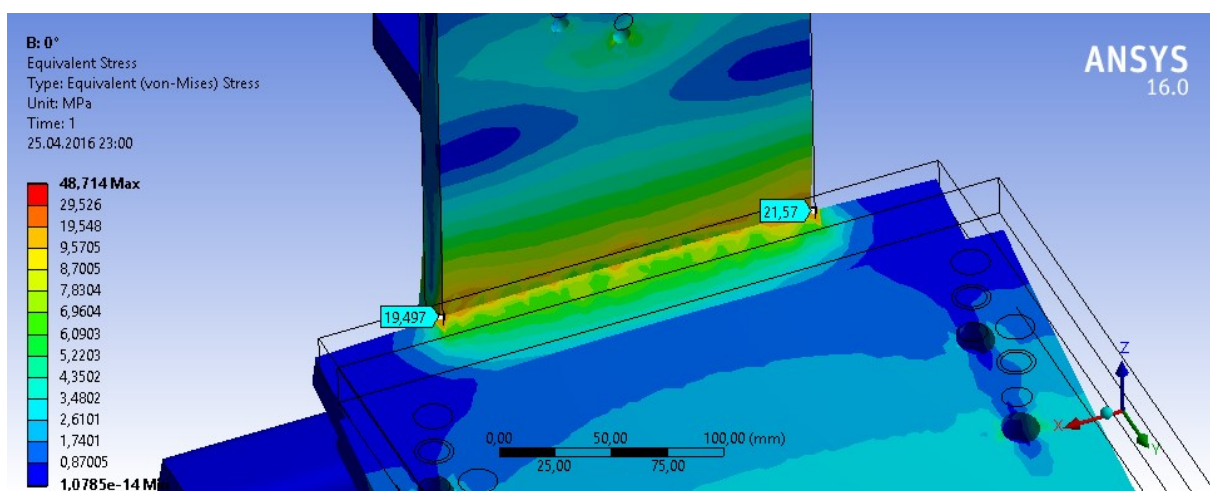


Obr. 6.4 kritické místo svaru –  $90^\circ$  [15]

<sup>3</sup> Pro přehlednost byly zneviditelněny ložiskové domečky



*Obr. 6.5 – napětí na čepu A – 0° [15]*



*Obr. 6.6 – napětí na přivařené upínací desce [15]*

### 6.3. Vyhodnocení výsledků MKP

K správnému posouzení výsledku je vhodné udělat přibližné analytické řešení a porovnat získané hodnoty.

V případě čepu A je napětí 3x menší než vypočítané v kapitole 5.5.1. z toho vyplývá, že čep A bude určitě vyhovovat.

Výška svaru je 10 mm a redukovaná funkční délka svaru je 160 mm z obou stran. Pro koutový svar je poloha při 0° nevhodná a bude na něj působit kombinované zatížení ohyb, smyk a tlak. V poloze 90° vychází právě největší namáhání v místě svaru.



## 7. Závěr

Úkolem této bakalářské práce bylo zkontrolovat mobilní polohovadlo. V úvodu je přehled o konstrukci polohovadla a přehled různých polohovacích přípravku z hlediska využití.

V průběhu výpočtu jsem došel k závěru, že hmotnost polohované součásti pro 500 kg, je maximální možná a její nedodržení by mohlo vést k havárii polohovadla. Konkrétně by se jednalo o ložiska, kde bezpečnost vychází nejhůře od 0,12 až po 8,23. Tyto velké rozdíly jsou způsobeny rozličnými variantami výpočtu, od zjednodušených analytických až přes profesionální počítačový software. Konstrukční doporučení je nahradit kuličková ložiska válečkovými. Za úvahu by také stály kuželíková ložiska k vykrytí průhybu čepu.

Další kritická součást může být pero, neboť tam je dimenzováno na kombinovaný přenos krouticího momentu pero/šrouby.

Rámová svařovaná kostra je silně naddimenzována, je dostatečně tuhá a nevyskytují se v ní žádné špičky napětí.

Obdobně pojezdová kolečka, kdy každé má nosnost 600 kg. Při hmotnosti polohovadla 280 kg a plném zatížení 500kg, by stačila kolečka s nosností 300 kg.

Celkový závěr je, že na polohovadlo nebyla vystavená žádná reklamace. Nedošlo po roce k havárii a vše pracuje jak má. Může to být tím, že polohované součásti mají menší hmotnost jak 500 kg. Popřípadě se tíha součástí rovnoměrně rozložila do krajních vláken a nebude působit ve středu upínací desky. Takto se velice zredukuje ohybové napětí působící na čepy, včetně výsledných reakcí pod ložisky a pracujících při krajních možnostech.

## 8. Citovaná literatura

- [1] DEJL Z. *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. návrh, výpočet, konstrukce.* Ostrava : Montanex, 2000. 80-7225018-3.
- [2] Fiala, J., Svoboda P., Šimonovský M. *Strojnické tabulky 2: Základní strojní prvky a součásti.* 1. Praha : SNTL, 1988.
- [3] Kaláb, K. *Části a mechanismu strojů pro bakaláře. Spoje strojů a jejich části.* Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2015.
- [4] Leinveber J., Vávra P. *Strojnické tabulky. 2. Úvaly : Albra, 2005. 80-7361-011-6.*
- [5] Pospíšil, F. *Závitová a šroubová spojení.* Praha : SNTL, 1968.
- [6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí.* 1. vyd. Editor Martin HARTL, editor Miloš VLK, přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] AC-Motoren. [Online] [Citace: 17. 7 2015.] [www.ac-motoren.de](http://www.ac-motoren.de).
- [8] HERMAN, Miroslav. *Univer.* [Online] [Citace: 25. 4 2016.] <http://www.univer.cz/stroj-pro-montaz-a-demontaz-pneumatik-giualino-crossage-id4381>.
- [9] Humár, Anton. *Studijní opory Technologie I.* [Online] Brno. [Citace: 25. 4 2016.] [http://uwp3d.cz/drtic/?page\\_id=3258](http://uwp3d.cz/drtic/?page_id=3258).
- [10] KRŠKA, Zdeněk. *KSK, s.r.o.* [Online] [Citace: 4. 26 2016.] <http://www.kskct.cz/web/podstranka.php?jazyk=cz&odkaz=polohovadla>.
- [11] TENTE. *TENTE kolečka.* [Online] [Citace: 9. Duben 2016.] <https://www.tente.com/cz-cz/>.
- [12] TRAMEC. *WORM GEARBOXES.* [Online] [Citace: 17. 7 2015.] [www.tramec.it](http://www.tramec.it).
- [13] SKF Group. *Ložiska SKF.* [Online] [Citace: 9. Duben 2016.] <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/>.
- [14] *Inventor.* [zkušební verze programu]. Ver. Professional 2016. © 2015 Autodesk, Inc.
- [15] *Ansys.* [školní licenze programu]. Ver. Ansys 16.0. © 2015 ANSYS, Inc.
- [16] DUŠEK, Filip. *Hotový výrobek*, [Fotografie]. Uničov: Industrial machine service s.r.o 2015

## **Seznam příloh**

Výkres sestavy – POLOHOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Výkres podsestavy – RÁM

Kompletní bakalářská práce a výrobní dokumentace v daném rozsahu je v elektronické podobě uložena na CD.